

Trinkwassererwärmung

Optimierung von Standard-solarspeichern

P. Leibbrandt, Nordhausen,
C. Krsynowski, Werder
Th. Schabbach, Nordhausen

Die von der EU geplante Einführung von Energie-Labels für Warmwasserbereiter auf Basis der ELD-Richtlinie [1] wird energieeffizienten Trinkwasserspeichern einen deutlichen Marktvorteil verschaffen. Aber nicht nur der Wärmebereitschaftsaufwand, auch andere Leistungsparameter wie Speicherkapazität und Dauerleistung zeigen ein großes Optimierungspotential, wie zahlreiche aktuelle Untersuchungen nahelegen (Literaturauswahl in [2]).

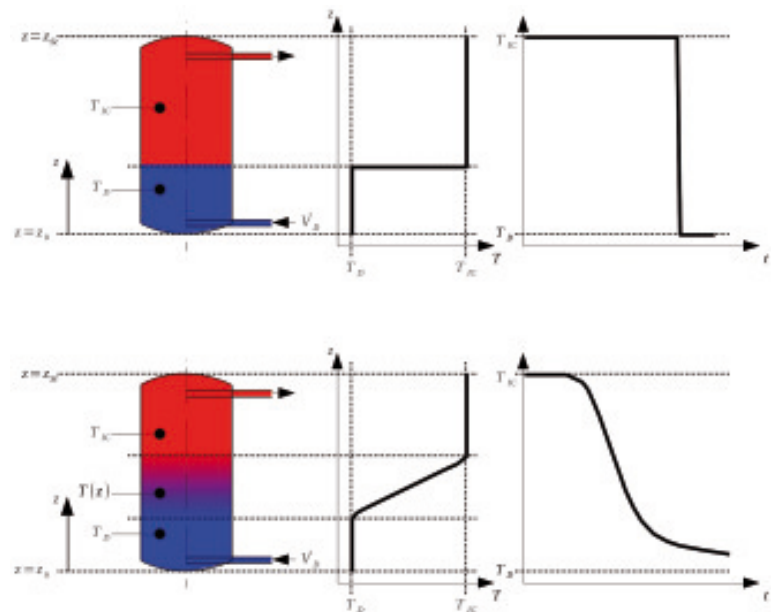


Bild 1

Ideale Schichtung im Speicher (oben), reale Schichtung (unten); Temperatur-schichtung während der Entladung (links), Temperaturverteilung über die Speicherhöhe z (Mitte) und Entladekurve (rechts)

Ziel einer zweijährigen Forschungskoope-ration war die Verbesserung der Leistungsparameter von Standardspeichern zur Trinkwassererwärmung, ohne die Herstellungskosten zu erhöhen. Dazu wurden numerische Strömungssimulationen durchgeführt und mit einer eigens ent-

wickelten Testeinrichtung die theoretischen Ergebnisse anhand von Prototypentests laufend validiert.

Die nun vorliegenden Projektergebnisse belegen, dass durch geometrische Modifikationen am Kaltwassereinfluss und am innenliegenden Wärmeübertrager nennenswerte Leistungssteigerun-

gen zu erzielen sind. So konnte z. B. die Dauerleistung nach DIN 4708 [4] an dem untersuchten Speichertyp um rund 16 % verbessert werden, ohne die Fertigungskosten zu erhöhen.

Optimierungsansätze

Die Be- und Entladung beeinflusst wesentlich die Leistungsfähigkeit von Warmwasserspeichern, da durch

Autoren

M.Eng. Pascal Leibbrandt, Jahrgang 1984, studierte Regenerative Energietechnik und Systems Engineering und ist seit 2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter im Bereich Thermische Energiesysteme an der Fachhochschule Nordhausen.

Dipl.-Ing. (FH) Carsten Krsynowski, Jahrgang 1957, studierte Maschinenbau in Berlin, seit 1997 ist er bei der Huch GmbH Behälterbau, Werder bei Neuruppin, Abteilungsleiter für Technik und u. a. für die Entwicklung der Speichertechnik verantwortlich.

Prof. Dr.-Ing. Thomas Schabbach, Jahrgang 1966, studierte Verfahrenstechnik in Bingen und Maschinenbau in Bochum, bevor er als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Universität Kassel arbeitete. Nach Entwicklungstätigkeit in einem Unternehmen der Solarthermie-Branche vertritt er seit 2006 an der FH Nordhausen das Fachgebiet der Thermischen Energiesysteme.

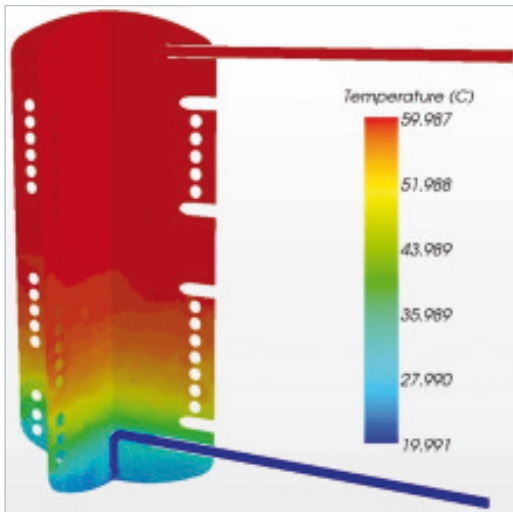


Bild 2

Ausschnitt aus der instationären CFD-Simulation der Entladung eines bivalenten Trinkwasserspeichers (axiale Einlaufvariante). Deutlich sichtbar ist die ausgeprägte Mischungszone

die Mischung des kalten einfließenden Wassers mit dem heißeren Speicherinhalt Exergie vernichtet wird. Beim Zapfvorgang strömt Kaltwasser in den unteren Teil des Speichers und drückt das wärmere Speicherwasser nach oben. Idealisiert ergibt sich die in Bild 1 (oben rechts) gezeigte Entladekurve. Im realen Speicher kommt es jedoch aufgrund von Reibungen und Turbulenzen bei der Kaltwassereinströmung zu ungewollten Mischungseffekten (Bild 1, unten links). Eine typische Entladekurve ist rechts daneben dargestellt: Die Entnahmetemperatur sinkt schon nach kurzer Zeit ab, die bei Nutztemperatur entnehmbare Warmwassermenge reduziert sich dadurch drastisch.

Ziel der Untersuchungen war die Minderung der Mischungseffekte bei der Entladung durch Optimierung der Ein- und Auslaufkonstruktion. Zusätzlich wurde das Übertragungsvermögen innenliegender Rohrwendel-Wärmeübertrager untersucht. Aus der Literatur ist bekannt, dass Form, Rohrabstand und Einbaulage einen signifikanten Einfluss auf das Wärmeübertragungsvermögen haben.

Strömungssimulation als Optimierungswerkzeug

Strömungssimulationen mit CFD-Software (Computational Fluid Dynamics) bieten eine zeit- und kosteneffektive Möglichkeit, den gleichzeitigen Einfluss einer Vielzahl von Konstruktionsparametern auf einen Prozess zu untersuchen und das Optimum innerhalb dieses multidimensionalen Parameter-raums zu ermitteln. Damit sind sie die

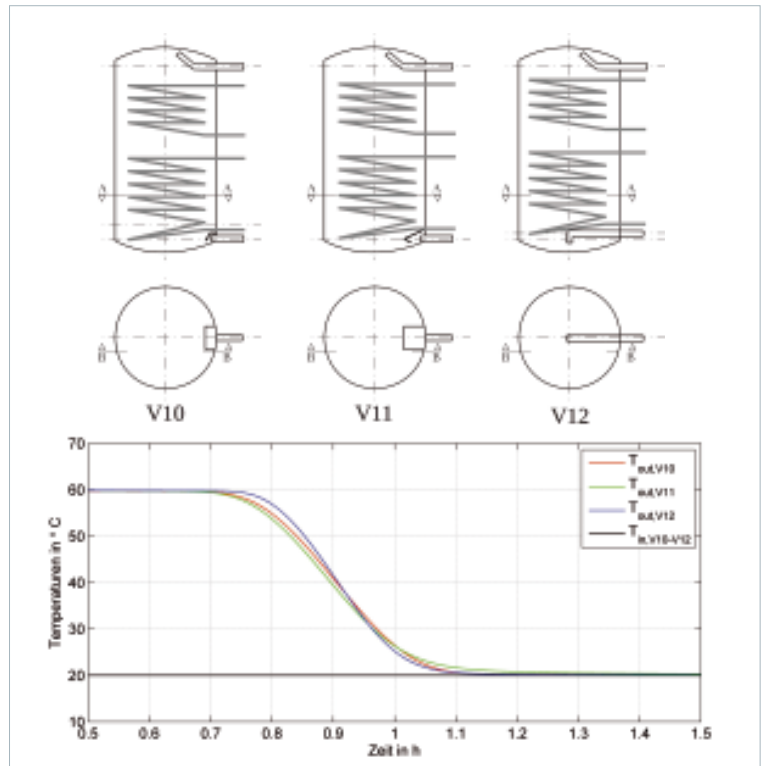
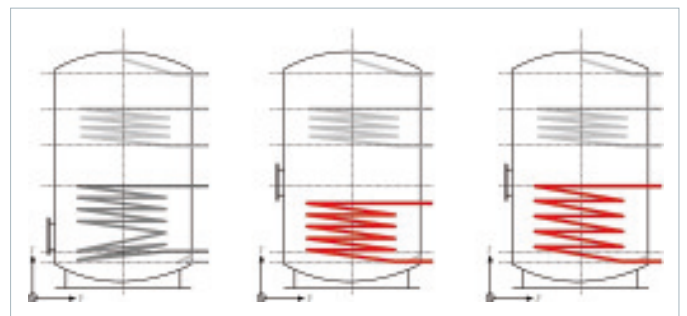


Bild 3

Simulierte Entladekurven einiger Konstruktionsvarianten (V10: Prallplatte, V11: Strömungsblech, V12: axiales Einlaufrohr). Die Version V12 erreicht in diesem Fall die besseren Leistungsparameter, da am längsten heißes Wasser entnommen werden kann

Bild 4

Konstruktionsvarianten untersuchter Rohrwendel-Wärmeübertrager



geeignete Methode zur Untersuchung der Strömungsvorgänge während der Speicherentladung.

Die Anwendung der CFD-Software gliedert sich in verschiedene Arbeitsschritte: Der Erzeugung der Speichergeometrie folgen die Diskretisierung des Modells mit einem adäquaten Netz und die Wahl geeigneter physikalischer Modelle für Energie- und Massentransport. Vorab sind die vielfältigen Einstelloptionen der Software (Netzauswahl, Netzkonvergenz, Anfangs- und Randbedingungen, etc.) zu prüfen und anzupassen.

Voraussetzung für die richtige Interpretation der Ergebnisse ist die Validierung der eingesetzten Software. Eine fehlende messtechnische Überprüfung führt oftmals zu fehlerhaften Beurteilungen der Strömungs- und Wärmetransportvorgänge. So werden z. B. die

Ergebnisse instationärer Simulationen erst durch Vergleich mit messtechnisch ermittelten Entladekurven belastbar. Bei der Simulation stationärer Geschwindigkeitsfelder ist die Validierung jedoch nur schwerlich möglich – Fehlinterpretationen können die Folge sein, wie in [2] beschrieben wurde.

Bild 2 zeigt einen Ausschnitt aus der instationären CFD-Simulation der Entladung eines bivalenten Speichers mit axialem Einlauf. Deutlich zu erkennen ist die Mischungszone zwischen dem einströmenden Kaltwasser und dem heißen Speicherinhalt. Zielstellung der Simulationsläufe war die Minimierung dieser Mischungsvorgänge. Als Bewertungsgrößen wurden die Mischwassermenge V_{Misch} und der Entnahmewirkungsgrad η_D verwendet. Beide Parameter bewerten die Speicherentladung

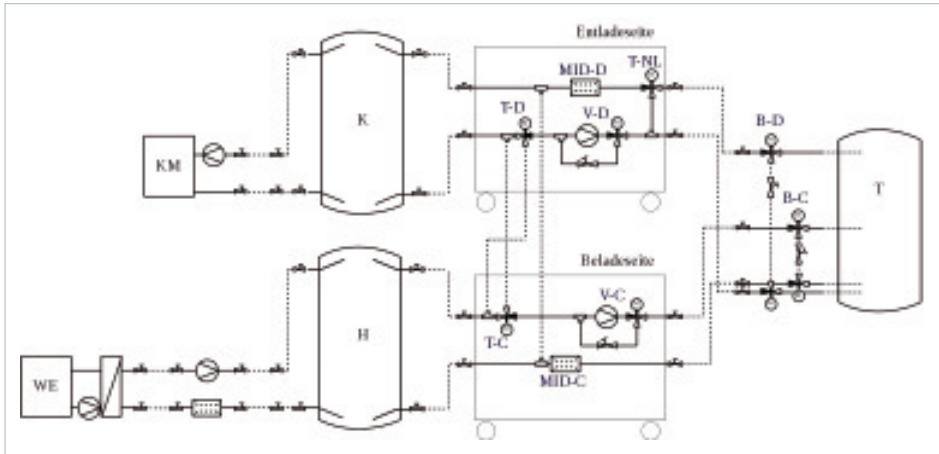


Bild 5

Hydraulikplan der Testeinrichtung für Trinkwasserspeicher nach DIN EN 12977-3 [3] und DIN 4708-3 [4]

geschlossene hydraulische System benötigt lediglich einen Wärmeerzeuger als externe Wärmequelle und den Anschluss an ein Kältenetz als Wärme-senke.

Ergebnisse

Die in CFD-Simulationen optimierten Speicherkonstruktionen wurden in mehreren Prototypen realisiert und dann in der Testeinrichtung vermes-sen. Die gemessenen Entladekurven zeigten dabei sehr gute Übereinstim-mungen mit den Ergebnissen der in-stationären Simulationen. Anhand der Testsequenz C nach DIN EN 12977-3 [3] konnte die Änderung des Wär-meübergangskoeffizienten (U -Wert) während der Beladung („C“ für charge) mit konstanter Leistung ($P_C = 3 \text{ kW}$) ermittelt werden. Bild 7 zeigt die bei der C-Prüfung aufgenom-menen Messdaten bei einem konstan-ten Volumenstrom von $V_C = 360 \text{ l/h}$.

Zu Beginn wurde der Speicherinhalt auf 20 °C konditioniert. Für die instatio-näre Wärmeübertragung gilt:

$$P_C = U(t) \cdot A \cdot \Delta T_m(t)$$

Da sich alle Temperaturen mit der Zeit erhöhen, ändert sich auch die loga-rithmische mittlere Temperaturdiffe-renz ΔT_m zeitabhängig,

$$\Delta T_m(t) = \frac{T_{Ci}(t) - T_{Co}(t)}{\ln\left(\frac{T_{Ci}(t) - T_S(t)}{T_{Co}(t) - T_S(t)}\right)}$$

und damit auch der Wärmeübertra-gungskoeffizient $U(t)$. Die effektive Spei-chertemperatur $T_S(t)$ wurde aus der Bil-anzierung der zugeführten Wärmeleis-tung berechnet [5]. Bild 8 zeigt den Ver-lauf der Wärmeübertragungskoeffizien-ten $U(t)$ für drei Speichervarianten in Ab-hängigkeit von der mittleren lokalen Temperatur $T_{hx}(t)$. Diese ist definiert als Mittel von Eintrittstemperatur $T_{Ci}(t)$ und Speichertemperatur $T_S(t)$:

$$T_{hx}(t) = 0,5 \cdot (T_{Ci}(t) + T_S(t))$$

Die in der Speicher-Nullserie imple-mentierten konstruktiven Änderungen verbessern den Wärmeübertragungs-koeffizienten gegenüber der Referenz um 10 bis 15 %. Die Rohrlänge und da-mit die Wärmeübertragerfläche waren in allen Fällen identisch, es wurden aus-schließlich Veränderungen an der Ein-

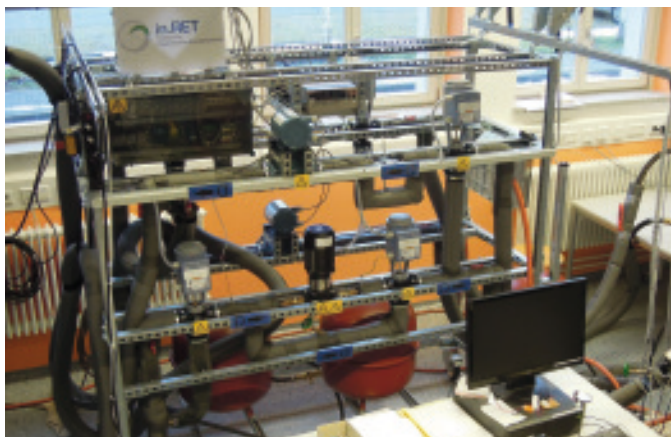


Bild 6

Die Testeinrichtung wurde in äußerst kompakter Form realisiert. Die motorisch betriebenen 3-Wege-Ventile regeln die Temperaturen und Volumenströme bei der Be- und Entladung

qualitativ sowie quantitativ und sind anhand der simulierten bzw. messtechnisch ermittelten Entladekurven bestimmbar.

Bei dem untersuchten Speicher handelt es sich um einen 300 Liter Solar-speicher mit zwei innenliegenden Glatt-rohrwärmeübertragern. Es wurden da-bei verschiedenste Ein- und Auslaufkon-struktionen verglichen, Bild 3 zeigt eine kleine Auswahl.

Aus den Ergebnissen sind Gestal-tungsgrundsätze zur Konstruktion leis-tungsfähiger und damit energieeffizien-ter Trinkwasserspeicher ableitbar:

□ Die Mischung des nachströmenden Kaltwassers mit dem heißen Speicher-wasser wird im Wesentlichen durch die Einlaufkonstruktion beeinflusst.

□ Der Einfluss der Auslaufkonstruktion auf die Entladung ist nur sehr gering. Das Entnahmerohr sollte möglichst weit nach oben ragen, um die Speicherkapa-zität des Behälters nicht zu mindern.

□ Aufwändige Ausführungen des Kalt-wassereinflaßs, z. B. als Diffusor, als Vor-richtung zur Strömungsaufspaltung oder als tangentialer Einlauf mit Spiral-strömung zeigen keine Verbesserung ge-genüber einfachen Konstruktionen.

Mit Hilfe der CFD-Simulationen konn-te eine optimale Kaltwassereinflaß-Geo-metrie gefunden werden, die bei gerin-gen konstruktiven Änderungen eine sig-

nifikante Verbesserung der untersuch-ten Leistungsparameter erzielt.

Auch hinsichtlich des Übertragungs-vermögens innenliegender Rohrwendel-Wärmeübertrager konnte eine optimale Konstruktion identifiziert werden. Bild 4 zeigt eine Auswahl untersuchter Bau-weisen. Wie schon bei der Optimierung des Kaltwassereinflaßs war auch hier die Vorgabe, sowohl den Materialeinsatz als auch die Herstellkosten nicht zu er-höhen.

Testeinrichtung für Prototypentests

Die mit Hilfe der Strömungssimulati-onen optimierten Speichervarianten wur-den nachfolgend messtechnisch unter-sucht. Dazu wurde eine Testeinrichtung realisiert, die neben den aus der Ent-ladekurve bestimmten Bewertungsgrö-ßen auch die Leistungsparameter der Normenreihen DIN EN 12977-3 [3] und DIN 4708-3 [4] (u. a. Dauerleistung, NL-Zahl) ermittelt.

Bild 5 zeigt den vereinfachten Hy-draulikplan, Bild 6 den Leitstand der kompakten Testeinrichtung: Gegenüber bestehenden Prüfständen wurde erst-malig ein Konzept mit Pufferspeichern für Heiß- und Kaltwasser umgesetzt, das zu erheblichen Kostenreduktionen bei Investition und Betrieb führt. Das

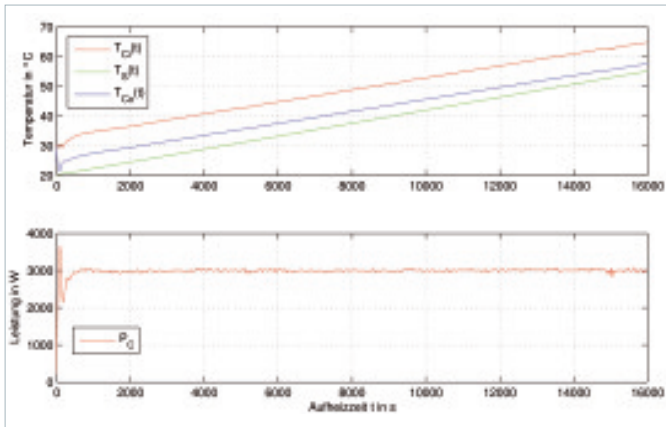


Bild 7

Eintrittstemperatur $T_{Ci}(t)$ in den unteren Wärmeübertrager, Austrittstemperatur $T_{Co}(t)$ sowie die berechnete Speichertemperatur $T_S(t)$ bei konstanter Beladeleistung P_C

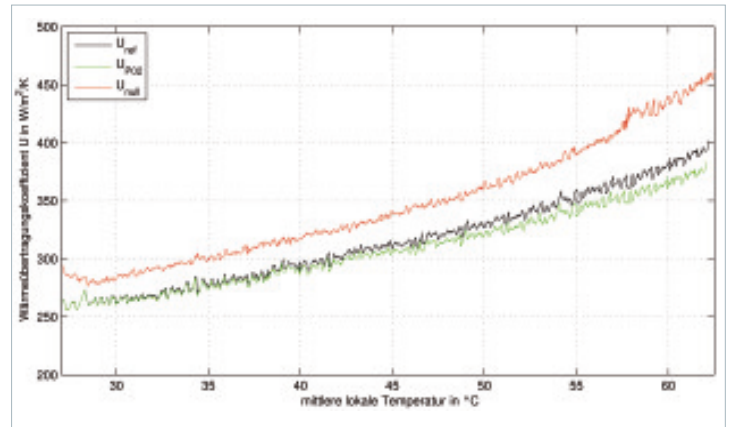


Bild 8

Wärmedurchgangskoeffizient (U -Wert) einiger untersuchter Wärmeübertrager bei konstanter Beladeleistung in Abhängigkeit von der mittleren lokalen Temperatur (3 kW, Tauscherfläche jeweils $1,3 \text{ m}^2$)

baulage des Wärmeübertragers, der Form sowie dem Rohrabstand vorgenommen. Durch die verbesserte Übertragungerrate sind vor allem bei der solaren Beladung Vorteile zu erzielen, da das Solarfluid im Wärmeübertrager stärker ausgekühlt wird und mit niedrigerer Temperatur in den Kollektor zurückfließt.

Die Erhöhung der Übertragungerrate am unteren Wärmeübertrager und die minimierte Durchmischung bei der Entladung führen zu einer deutlichen Verbesserung der Leistungsparameter, wie die Messung der Dauerleistung nach DIN 4708-3 [4] bei einer Beladetemperatur von $T_{Ci} = 65 \text{ °C}$ und einem Beladevolumenstrom von $V_C = 1600 \text{ l/h}$ zeigte. Das Kaltwasser wurde dabei mit $T_{Di} = 15 \text{ °C}$ zugeführt und gemäß Norm auf $T_{Do} = 50 \text{ °C}$ erwärmt. Für die Dauerleistung gilt:

$$Q_D = V_D \cdot \rho \cdot c \cdot (T_{Do} - T_{Di})$$

Während im Referenzspeicher ein Zapfvolumenstrom von $V_D = 414 \text{ l/h}$ im stationären Zustand erwärmt wurde, konnte im Nullserienspeicher ein Zapfvolumenstrom von $V_D = 481 \text{ l/h}$ erreicht werden. Die Dauerleistung Q_D des Standardspeichers konnte demnach durch

kostenneutrale konstruktive Änderungen um 16 % erhöht werden.

Die in dem Forschungsprojekt gefundenen konstruktiven Optimierungsmaßnahmen werden von dem Behälterhersteller in die Serienfertigung übernommen.

Literatur

- [1] DIRECTIVE 2010/30/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 19 May 2010 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by energy-related products. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=L:2010:153:0001:0012:en:PDF> (Abrufdatum 24.01.2013).
- [2] Steinert, P.; Schabbach, T.; Krsynowski, C.: Optimierung von Standard-Solarspeichern durch Strömungssimulation. In: 22. Symposium Thermische Solarenergie, Nr. 080, Regensburg (2012).
- [3] Deutsches Institut für Normung e.v. (Hrsg.): DIN EN 12977-3. Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile. Kundenspezifisch gefertigte Anlagen, Teil 3: Leistungsprüfung von Warmwasser-speichern für Solaranlagen; Deutsche Fassung EN 12977-3:2012. Berlin (2012).
- [4] Deutsches Institut für Normung e.v. (Hrsg.): DIN 4708-3. Zentrale Warmwassererwärmungs-anlagen. Regeln zur Leistungsprüfung von Wassererwärmern für Wohngebäude. Berlin (1994).
- [5] Leibbrandt, P.; Schabbach, T.: Optimierung von Standardsolarspeichern – Projektergebnisse. In: 23. Symposium Thermische Solarenergie, Regensburg (erscheint im Mai 2013).



...Wärme clever speichern



Hauptsitz:
 Temnitz-Park-Chaussee 22
 16818 Werder bei Neuruppin
 Tel.: +49 (0)33920 - 672-0
 Fax: +49 (0)33920 - 672-72/73

www.huch.com